

文章编号: 1673-5196(2019)01-0049-08

核主泵环形压水室的内部流动稳态特性

程效锐^{1,2}, 包文瑞¹, 符 丽¹, 叶小婷¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 基于相对坐标系下的雷诺时均 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型, 采用 SIMPLE 算法, 以清水为介质, 对 AP1000 核主泵模型进行数值模拟, 研究了不同流量下环形压水室内部流动稳态特性. 结果表明, 环形压水室水力损失随流量变化而变化, 环形压水室内水力损失与流量成非线性关系. 环形压水室环形流域内流量沿主流方向逐渐增加, 但在出口扩散管随工况不同其流量变化规律不同. 在设计流量和 1.2 倍设计流量工况下, 环形压水室环形流域各截面的流体几乎全部流入出口扩散管. 在 0.6、0.8、1.4 倍设计流量工况下, 环形流域内的流体一部分流入出口扩散管, 剩余流体仍在环形流域内流动. 随着流量的增大, 环形压水室内动能整体上呈现出先减小后增大的变化规律. 不同工况下, 右侧隔舌附近漩涡形态、数量等的变化导致环形压水室内部流场发生变化, 进而影响了环形压水室内流量的变化规律.

关键词: 核主泵; 环形压水室; 稳态; 内流特征

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A

Steady characteristics of internal flow in annular casing of nuclear main pump

CHENG Xiao-rui^{1,2}, BAO Wen-rui¹, FU Li¹, YE Xiao-ting¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: Based on the Reynolds equation in relative frame of reference plus RNG $k-\epsilon$ turbulence model and using SIMPLE algorithm, the numerical simulations of AP1000 nuclear reactor principal pump model is performed with fresh water as medium and the steady-state characteristics of the internal flow in annular pumping casing is investigated under conditions of different flow rate. The result shows that the hydraulic loss of annular pumping casing will vary with the flow rate, exhibiting nonlinear relationship to each other. The flow rate of the annular flow in the annular casing will increase gradually along the main flow direction, but the variation rule of flow rate in outlet diffuser will be different under working conditions. Under the condition of 1.0 and 1.2 design flow rate, the fluid in annular casing will almost all enter into the outlet diffuser and, however, under the condition of 0.6, 0.8 and 1.4 design flow rate, only a part of fluid in annular casing can enter into the outlet diffuser, and the rest flow will become a backflow. With the increase of the flow rate, the turbulent kinetic energy of the flow in annular casing will decrease at first and then increase. Under different working conditions, the change of vortex shape and quantity near the right tongue will lead the internal flow field in annular casing to change, and then affect the change rule of flow rate of annular casing.

Key words: nuclear main pump; annular casing; steady; internal flow characteristics

在核电站中反应堆冷却剂循环泵(又称主泵、一回路泵)是最关键的核级泵,是核岛中唯一高速旋转的设备,是核岛的“心脏”,其性能及稳定性直接影响

核电站的发电能力和安全.国内外学者针对压水室内流动特征进行了一些研究.郭鹏程等^[1]研究了不同压水室断面形状对泵性能、压水室水力损失及压力脉动的影响.朱荣生等^[2]研究了压水室出口收缩角对泵性能及压水室内部流动的影响.康伟等^[3]研究发现压水室径向断面上存在较强的二次流,流动

收稿日期: 2016-08-26

基金项目: 国家自然科学基金(51469013)

作者简介: 程效锐(1972-),男,甘肃兰州人,博士,副教授.

具有明显的非定常。余伟平等^[4]通过改变压水室断面面积,研究发现压水室断面面积缩小 10% 后改变了扬程和效率,但对轴功率没有影响,面积变化改变了对压水室内的流态。Chu 等^[5]研究了非定常下压水室隔舌处压力分布、涡量分布以及噪声的变化规律。Gonzalez 等^[6]通过数值模拟方法研究了叶轮与蜗壳相互作用下压水室内的流场分布规律。邵春雷等^[7]研究了定常、非定常下压水室内流体的速度分布规律及周向速度脉动与叶轮内的高速流区有关,而径向速度波动主要受叶片干扰和哥氏力的影响。曹树良等^[8]研究了常规水力设计方法设计的压水室径向断面处存在的二次流和明显梯度的速度矩是压水室损失的主要原因。Wu 等^[9]研究发现加大压水室的结构尺寸可以改善核主泵出口管内的流动状态。Barrio 等^[10]研究了多工况下离心泵螺旋形压水室隔舌附近流场的非定常流动特性。薛新梅等^[11]应用大涡模拟对不同倒圆半径下加力燃油泵内涡的形成、转化过程进行了研究。Ji 等^[12]研究发现蜗壳横截面形状对泵内部流场结构影响较大,但对效率的影响是有限的。目前,国内外学者对于核主泵环形压水室内流特征研究很少。

环形压水室作为能量回收的重要部件,将从叶轮、导叶流出的流体输送到管道中。本文采用 CFD 数值计算方法通过对核主泵全三维流场数值模拟,得到不同工况下环形压水室内部流场的稳态流动特征。

1 模型描述与数值计算

1.1 基本参数

本研究选用 AP1000 核主泵为研究对象,其设计参数为:设计流量 $q_v = 17\ 886\ \text{m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 111.3\ \text{m}$,转速 $n = 1\ 750\ \text{r}/\text{min}$ 。由于原型泵尺寸较大,试验测试的周期较长,成本较高,因此采用核主泵缩比模型进行研究,取缩比系数 $\lambda = 0.4$ 。模型泵的基本参数为:设计流量 $q_v = 1\ 145\ \text{m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 17.8\ \text{m}$,转速 $n = 1\ 750\ \text{r}/\text{min}$,输送介质为清水。

1.2 模型描述和网格划分

在 Pro/E 中对核主泵进行三维实体造型。模型泵主要由吸入段、叶轮、导叶、环形压水室和出口段五部分组成。图 1 为模型泵过流部件结构示意图。

本研究运用前处理软件 Gambit 对模型泵进行网格划分,鉴于核主泵流体域边界复杂,本文采用适应性较强的非结构四面体网格对计算区域进行划分。采用不同网格尺度对流体域进行网格划分,并对

叶轮、导叶表面等局部区域进行网格加密。计算网格如图 2 所示。

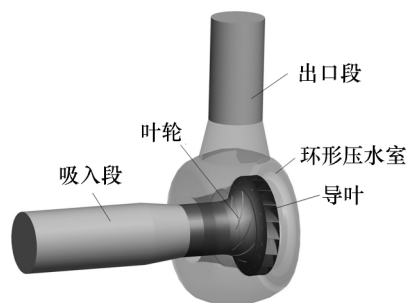


图 1 模型泵过流部件结构示意图

Fig.1 Structural sketch of flow-passage components of modeled pump

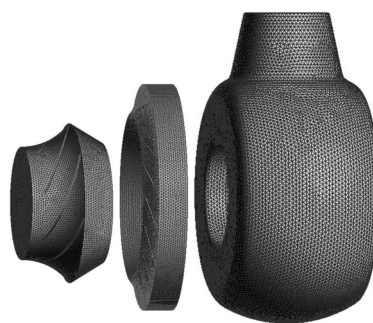


图 2 计算区域网格划分

Fig.2 Mesh division of computational domain

通过网格无关性检查,最终确定网格总数约为 625 万,其中吸入段区域为 81 万,叶轮区域为 190 万,导叶区域为 151 万,压水室区域为 160 万,出口段区域为 43 万。

1.3 数值模拟和试验方案

本文采用 Reynolds 时均 Navier-Stokes 方程对复杂流动区域进行求解,控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

N-S 方程:

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

式中: u 为速度; ρ 为流体密度; p 为压力; μ 为湍流黏度; $\rho \overline{u_i' u_j'}$ 为 Reynolds 应力。在 Fluent15.0 中求解控制方程。

选用的湍流模型为 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,该模型充分考虑了泵内流动过程中容易出现的流动分离以及涡旋流动,同时在处理高应变率及流线弯曲程度

较大的流动中有较高的精度^[13-14].采用 SIMPLE^[15]算法对流场进行数值计算.压力方程采用标准格式离散,其余方程均采用一阶迎风格式离散.

计算边界条件设置如下:泵进口采用速度进口;泵出口采用自由出流(outflow);固壁采用无滑移壁面条件.本文选用多重参考坐标系模型(MRF)进行定常不可压流场计算,其中定义叶轮为旋转参考系,转速设为 1 750 r/min,其余部分定义为静止参考系.设置收敛精度为 10^{-4} ,通过对残差值及泵出口压力的监测来判断数值计算结果的收敛性^[16].

图 3 所示为核主泵模型泵结构示意图.为了描述环形压水室内流场中压力、速度等分布状态,建立经过环形压水室出口中心并垂直于核主泵轴线的截面 A-A.图 3 所示 A-A 截面即为环形压水室出口中心截面.为了更好地获得压水室内各个流动参数的变化规律,借鉴螺旋形压水室内水力设计过程中各截面位置,在环形压水室内建立了 10 各截面,以环形压水室内各截面上流动参数的变化规律来描述不同工况下环形压水室内流特征.本文所建立的 10 个截面如图 4 所示.

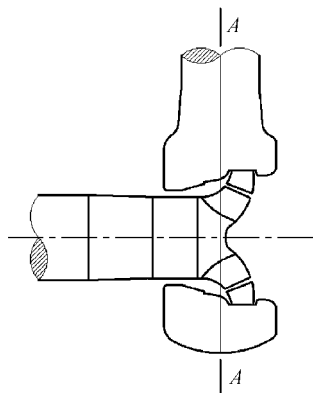


图 3 模型泵结构示意图

Fig.3 Structural sketch of modeled pump

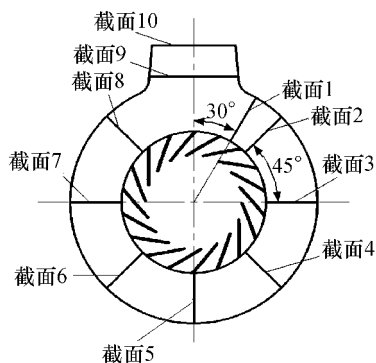


图 4 环形压水室内截面布置示意图

Fig.4 Sketch of section layout in annular pumping casing of modeled pump

为了更准确地捕捉到环形压水室隔舌处的流动特征,在以环形压水室出口中心方向为起始沿压水室环形区域内主流流动方向旋转 30° 处建立了截面 1,在环形区域与扩散管的过渡处建立了截面 9.在扩散管的出口建立了截面 10,在以环形压水室出口中心方向为起始沿压水室环形区域内主流流动方向旋转 45° 处建立了截面 2,在截面 2 的基础上沿环形流体内流体主流流动方向依次旋转 45° 建立截面 3~8.

2 计算结果分析

2.1 试验验证

为了验证数值计算的可靠性,将模型泵数值计算结果与试验结果进行对比.所用测试试验台为四象限试验台,如图 5 所示.

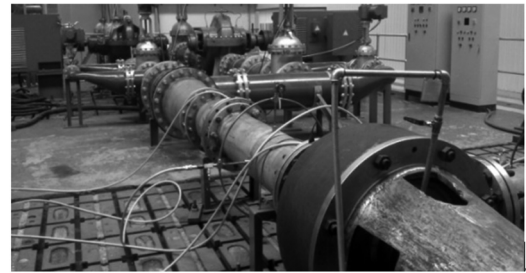


图 5 试验装置图

Fig.5 Experimental setup diagram

图 6 为模型泵扬程、效率计算值与试验值的对比.计算效率为计算得到水力效率的修正值.其中容积效率和机械效率是通过经验公式估算的,但其占总效率的比重很小.图中 $q_{v,d}$ 为模型泵设计流量.由图 6 可以看出,数值计算结果与试验结果吻合较好.设计流量下扬程误差不超过 4.39%,效率误差不超过 3.55%.在小流量和大流量下,由于偏离设计工况时,液流角与叶轮、导叶安放角不匹配造成计算精度下降,扬程和效率计算误差有所增大,但扬程误差不超过 8.74%,效率误差不超过 8.12%.可见,数值

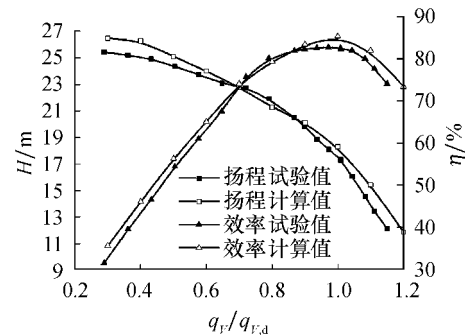


图 6 模型泵特性曲线

Fig.6 Characteristic curves of modeled pump

计算值有较高的计算精度,能够适用于本研究工作.

2.2 环形压水室水力损失

图 7 为环形压水室水力损失曲线.从图 7 中可以看出,随着流量的增大环形压水室内的水力损失呈现出逐渐增大的变化规律.从整体变化趋势来看,在 0.8 倍设计工况压水室水力损失有相对较高值而出现拐点.可见,环形压水室内水力损失与流量成非线性关系.

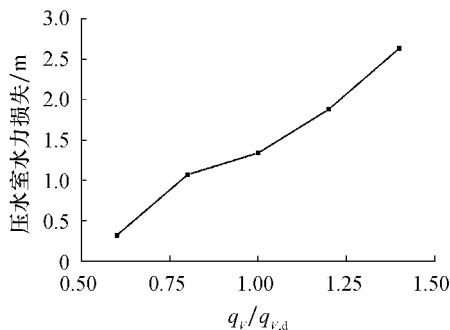


图 7 环形压水室水力损失曲线

Fig.7 Hydraulic loss curves of annual pumping casing

2.3 环形压水室压力变化规律

2.3.1 环形压水室静压变化规律

图 8 为环形压水室静压分布曲线.从图 8 可以看出,随着工况的变化,环形压水室静压分布出现明显差别,且在圆周方向上都呈现出一定的变化.在 $0.6q_{v,d}$ 工况下,环形压水室各截面上压力最大,随着流量的增大各截面上的静压值逐渐减小.这主要是因为在小流量工况下,流体从叶轮获得的能量大;而在大流量工况下,流体从叶轮获得的能量小.从图 8 还可以看出,从 $0.6q_{v,d}$ 工况到 $1.0q_{v,d}$ 工况,环形压水室各对应截面上静压值差距较小;从 $1.0q_{v,d}$ 工况到 $1.4q_{v,d}$ 工况,环形压水室各对应截面上静压值差距显著增加.各工况之间差距的变化与叶轮对工况的适应程度关系较大.当工作流量偏向小流量工况时,由于液流角与叶轮、导叶进、出口安放角匹配性较好,流体获得的能量相对变化较小;而当工作流量偏向大流量工况时,由于液流角增加幅度超出叶轮、导叶进、出口安放角匹配区间,流体获得的能量相对大大减弱.对单一工况下环形压水室静压变化趋势分析可知,在 $1.0q_{v,d}$ 工况和 $1.2q_{v,d}$ 工况下,从截面 1~10,环形压水室静压整体上呈现出逐渐下降的变化规律.在 $0.6q_{v,d}$ 、 $0.8q_{v,d}$ 、 $1.4q_{v,d}$ 工况下,环形压水室内静压从截面 1~8 呈现逐渐减小的变化规律,从截面 8~10 静压值呈现先增大后减小的变化规律.这与不同工况下环形压水室出口扩散管内流场变化有很大关系.

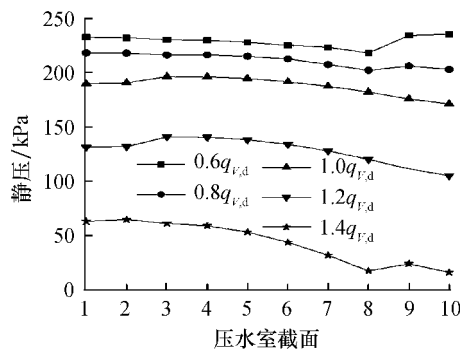


图 8 环形压水室静压曲线

Fig.8 Static pressure curves of annual pumping casing

2.3.2 环形压水室动压变化规律

图 9 为环形压水室动压分布曲线.从图 9 可以看出,不同工况下环形压水室动压变化规律不同.在 $1.0q_{v,d}$ 工况和 $1.2q_{v,d}$ 工况下,环形压水室内动压从截面 1~10 逐渐增大.可见,在这两个工况下,环形压水室内流体在动压层面上显示出一定的稳定性.在 $0.6q_{v,d}$ 、 $0.8q_{v,d}$ 、 $1.4q_{v,d}$ 工况下,环形压水室内动压在截面 8 之后出现了先下降后上升的变化规律.总体来说,在截面 1~8 的环形流域内动压呈现出逐渐增大的变化规律.可见,环形压水室环形流域内流体的主流方向是一致的,且不随工况发生改变.随着工况的变化,环形压水室出口扩散管处动压变化规律不尽相同.这主要是因为不同工况下流体通过绕流隔舌和冲击隔舌两种方式进入出口扩散管后,使得出口扩散管流场结构发生改变.从图 9 还可以看出,随着流量的增大,动压在环形流域内呈现出先增大后减小的变化规律.在设计工况下,环形流域内各截面上动压值最小,偏离设计工况越多,动压越大.这与不同工况下环形压水室内流场结构有关.

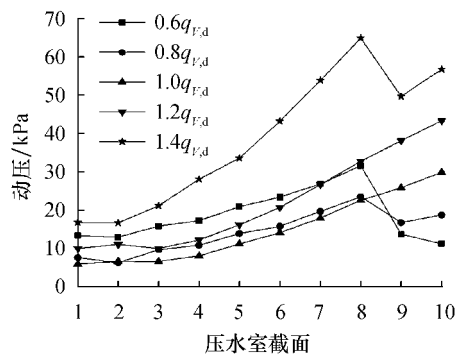


图 9 环形压水室动压曲线

Fig.9 Dynamic pressure curves of annual pumping casing

2.3.3 环形压水室全压变化规律

图 10 为环形压水室全压分布曲线.从图 10 可以看出,随着流量的增大,环形压水室全压呈现

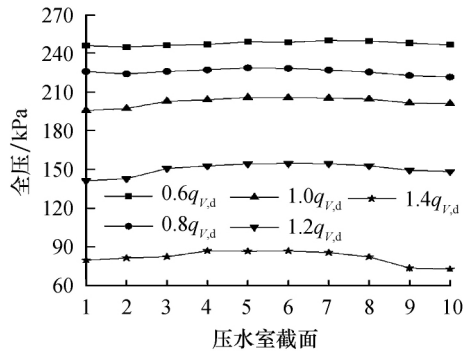


图 10 环形压水室全压曲线

Fig.10 Total pressure curves of annual pumping casing

逐渐减小的变化规律.偏向大流量工况,全压在圆周方向上波动增大.除 $1.4q_{v,d}$ 工况外,环形压水室各截面上全压变化较小.在 $1.4q_{v,d}$ 工况下,环形压水室各截面上全压值出现了较大波动,尤其在截面 9 和截

面 10 处出现了明显下降.这主要是由于当工作流量偏离设计工况过多时,流量大幅度增加导致环形流域与出口扩散管之间的流场发生了较大变化,出现较多漩涡等流动不稳定现象,导致水力损失增加,使得该位置全压降低.

图 11 为环形压水室 A-A 截面静压分布.从图 11 可以看出,不同工况下,环形压水室压力分布不同.环形压水室高压区主要集中在环形区域的外边界.随着流量的增大,高压区从块状逐渐转为片状,高压区面积也逐渐增大.特别地,在环形压水室环形流域与出口扩散管的过渡区域以及出口扩散管内,压力梯度较大.在各工况下,流场最低压均出现在左侧隔舌处,且该区域内压力梯度较大.这主要是由于流体从环形流域流向出口扩散管时绕流左侧隔舌形成的.

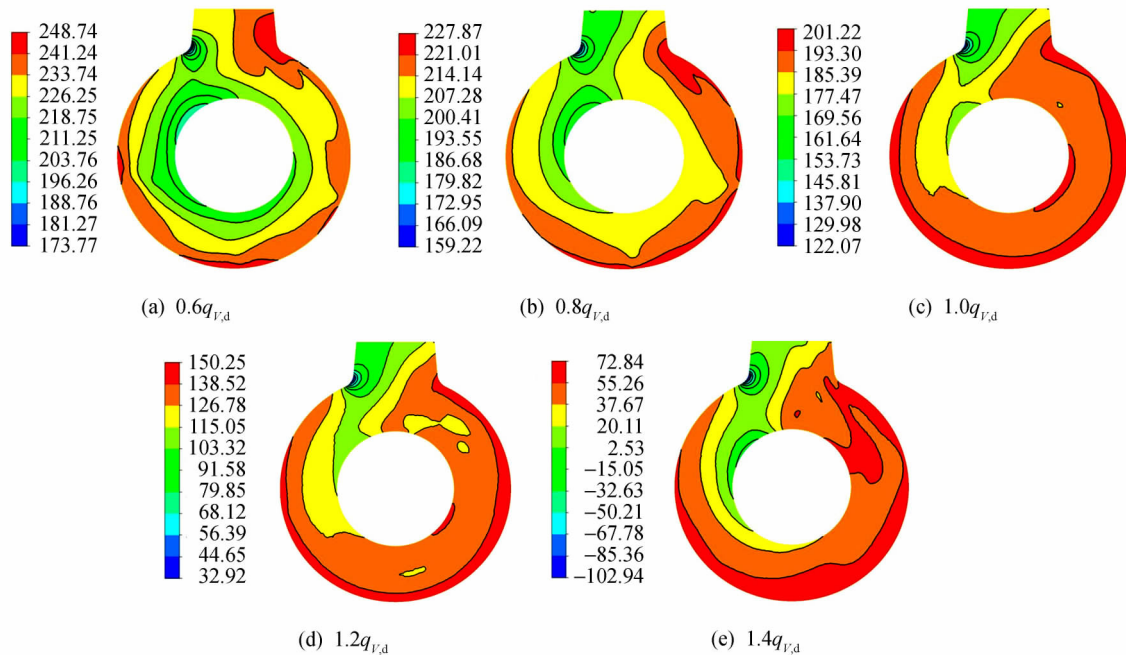


图 11 环形压水室压力分布 (kPa)

Fig.11 Pressure distribution in annual pumping casing(kPa)

2.4 环形压水室流量变化规律

图 12 为环形压水室流量变化规律.图中 q_m 为通过环形压水室各截面的质量流量.从图 12 可以看出,不同流量下,环形压水室各截面流量变化规律不同.环形压水室流量变化可以分为两部分来分析.第一部分是环形流域.这一部分流量在各个工况下沿主流流动方向都呈现出逐渐增大的变化规律.随着流量的增大,环形流域截面上流量先减小后增大,在设计工况出现最小值.第二部分是出口扩散管流域.这一部分流体流量随着工况的变化其变化规律不同.在 $1.0q_{v,d}$ 工况和 $1.2q_{v,d}$ 工况下,截面 8~10 的流量

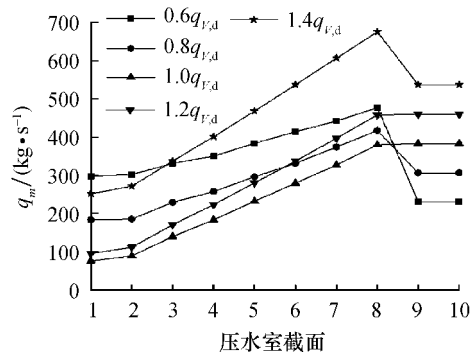


图 12 环形压水室流量变化规律

Fig.12 Variation rules of flow rate of annual pumping casing

基本保持不变.在 $0.6q_{V,d}$ 、 $0.8q_{V,d}$ 、 $1.4q_{V,d}$ 工况下,从截面 8 到截面 9 流量突降,从截面 9 到截面 10 流量保持不变.因此,从环形压水室内流量变化的角度来看,在 $1.0q_{V,d}$ 工况和 $1.2q_{V,d}$ 工况下,环形压水室环形流域各截面的流体几乎全部经出口扩散管从泵内流出;在 $0.6q_{V,d}$ 、 $0.8q_{V,d}$ 、 $1.4q_{V,d}$ 工况下,环形流域内的流体并未全部经出口扩散管从泵内流出,而是一部分流入出口扩散管,剩余流体仍在环形流域内流动.不同工况下,环形压水室内流量变化规律与其流场的分布规律有关.可见,从环形压水室内流量分布规律来

看,存在最佳工作流量区间使得流动更加稳定.

2.5 环形压水室速度场变化规律

图 13 为环形压水室 A-A 截面速度场云图.从图 13 可以看出,不同工况下,环形压水室速度都处于混乱、无序的分布状态.同时还可以看到,不同工况下,被隔舌分流的流体对下游流体的影响使得下游流体流速的不稳定程度不同.在小流量工况下,这种影响较小,随着流量的增大,影响程度加剧.这可能是由于随着流量的增大,隔舌分离区流体流动更加复杂导致的.

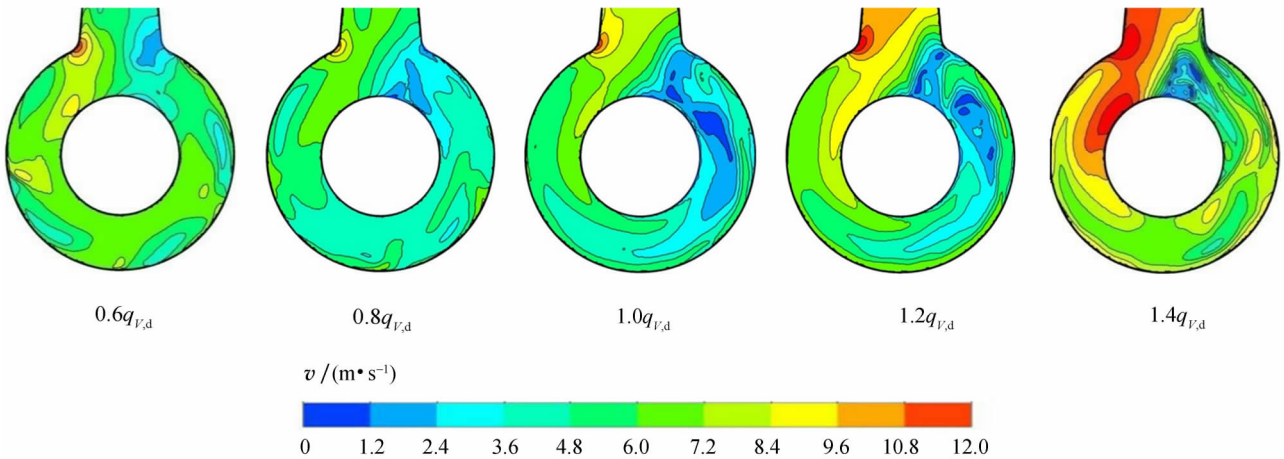


图 13 环形压水室速度场分布规律

Fig.13 Rules of velocity field distribution in annual pumping casing

2.6 环形压水室湍动能变化规律

图 14 为环形压水室湍动能变化规律.湍动能表征湍流强度的强弱,湍动能大的地方流动更加紊乱,意味着其区域损失更大,能量交换更频繁.通过显示湍动能的变化,能够更清晰地捕捉到能量交换集中的区域.根据流动特征分析,此区域一般为能量耗散较大区域.从图 14 可以看出,不同流量下环形压水室内湍动能在各截面上都出现了一定的波动.随着流量的增大,环形压水室各截面上湍动能波动程

度加剧.从整体上来看, $0.6q_{V,d}$ 工况和 $0.8q_{V,d}$ 工况下各截面上湍动能波动程度较小,环形压水室湍动能值基本保持稳定.在设计工况和大流量工况下,随着工作流量偏离设计流量越多,截面 1~3 湍动能值波动程度越来越大.可见,环形压水室内湍动能随着流量的变化其分布特征差异较大.这与不同流量下环形压水室内流体的流动特征是密不可分的.对于所有计算工况,截面 9 湍动能均出现了波动,这与隔舌圆角过渡区域流场不稳定有较大关系.同时,从图 14 还可以看出,随着流量的增大,从湍动能整体水平来看,环形压水室湍动能呈现出先减小后增大的变化规律.这与环形压水室流量变化规律相吻合.

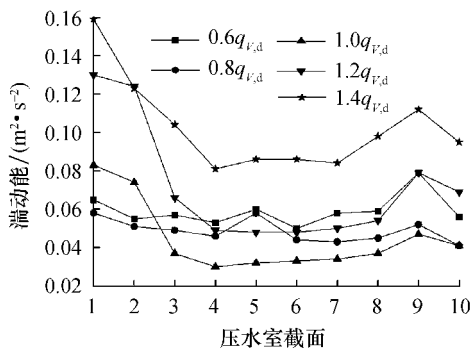


图 14 环形压水室湍动能变化规律

Fig.14 Variation rules of turbulent kinetic energy of annual pumping casing

图 15 为环形压水室 A-A 截面湍动能分布云图.从图 15 可以看出,不同工况下环形压水室湍动能分布规律不同.从整体来看,小流量工况下湍动能较小,大流量工况下湍动能较大.从图 15 中还可以看出,对于任意工况,湍动能较大的区域主要集中在右侧隔舌冲击区.这主要是由于流体被迫分流后在环形区域出现漩涡等流动不稳定现象.流动失稳是导致了环形区域湍动能增加的原因之一.

2.7 环形压水室流场变化规律

图 16 为环形压水室 $A-A$ 截面流线分布图。从图 16 可以看出,不同工况下,环形压水室流场均出现了不同程度的漩涡,且流场分布差异较大。流场的差异主要是集中在截面 1 与截面 3 之间。此区域流场差异主要是由于右侧隔舌对流体强制分离而导致的。且流量越大,被强制分离的流体对下游流场的影响越大。可见,流量越大,环形压水室流体流动越不稳定,产生的流动损失也越大。这是环形压水室水力损失随流量的增大而增大的一个重要原因。从图

16 还可以看出,流体在环形压水室内的流动规律与右侧隔舌冲击区产生的漩涡对流道的阻塞有关。在 $0.6q_{V,d}$ 、 $0.8q_{V,d}$ 、 $1.4q_{V,d}$ 工况下,流体冲击隔舌产生的漩涡未能阻塞流道,必然导致流经截面 8 的部分流体流入截面 1,使得截面 9 和截面 10 的流量比截面 8 的小。在 $1.0q_{V,d}$ 工况和 $1.2q_{V,d}$ 工况下,流体冲击隔舌产生的大量漩涡阻塞了流道,必然导致流经截面 8 的流体全部流进出口扩散管,进而从泵内流出。图 16 很好地解释了图 12 环形压水室内流量的变化规律。

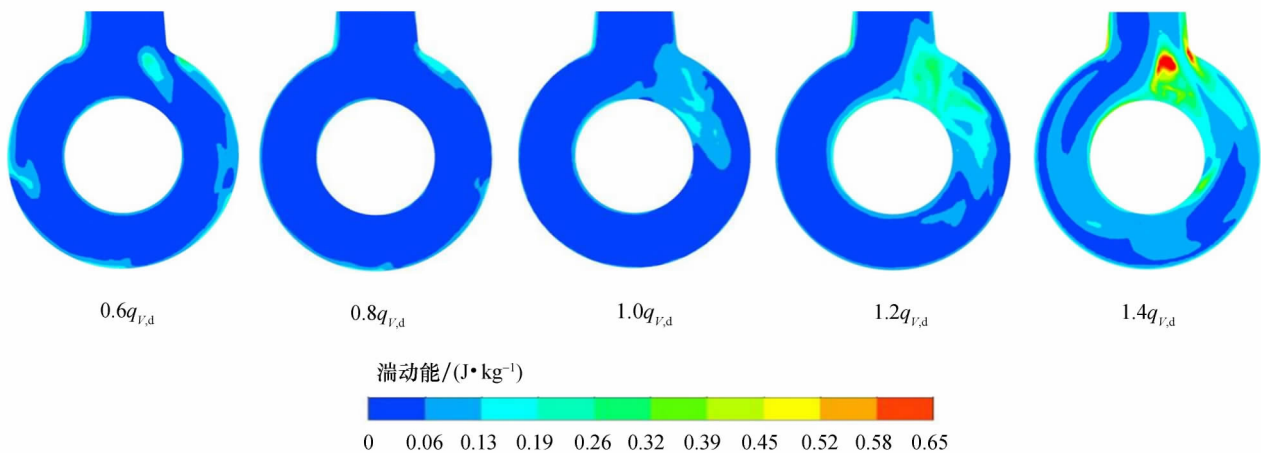


图 15 环形压水室湍动能分布

Fig.15 Turbulent kinetic energy distribution in annual pumping casing

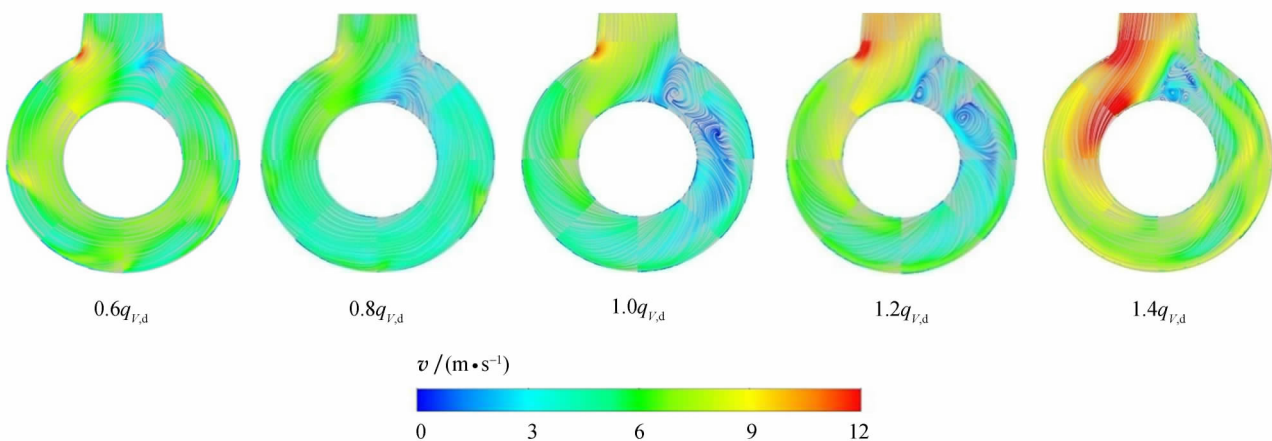


图 16 环形压水室流线图

Fig.16 Streamlines in annual pumping casing

3 结论

- 1) 环形压水室水力损失与流量成非线性关系。
- 2) 由于各工况下流场结构的变化使得环形压水室压力变化较大的区域主要在出口扩散管内。
- 3) 在设计流量和 1.2 倍设计流量工况下,环形压水室环形流域各截面的流体几乎全部经出口扩散

管从泵内流出。在 0.6、0.8、1.4 倍设计流量工况下,环形流域内的流体一部分流进出口扩散管,剩余流体仍在环形流域内流动。这主要是由于右侧隔舌附近漩涡变化引起的流场变化,进而影响了流量变化规律。

- 4) 随着流量的增大,环形压水室内湍动能整体上呈现出先减小后增大的变化规律。

参考文献:

- [1] 郭鹏程, 罗兴铨, 周 鹏. 不同断面型式蜗壳对离心泵性能影响的数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 300-304.
- [2] 朱荣生, 李小龙, 袁寿其. 反应堆主泵压水室出口收缩角对水力性能的影响 [J]. 核动力工程, 2012, 33(2): 97-103.
- [3] 康 伟, 祝宝山, 曹树良. 离心泵螺旋形压水室内流场的大涡模拟 [J]. 农业机械学报, 2006, 37(7): 62-65.
- [4] 余伟平, 于 敏. 离心泵压水室断面面积对内部流场影响 [J]. 农业装备与车辆工程, 2015, 53(6): 25-29.
- [5] CHU S, DONG R, KATZ J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump-part B: effects of blade-tongue interactions [J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 30-35.
- [6] GONZALEZ J, FERNANDEZ J, BLANCO E, *et al.* Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 348-355.
- [7] 邵春雷, 顾伯勤, 陈 晔. 离心泵压水室内部定常和非定常流动 PIV 测量 [J]. 农业工程学报, 2010, 26(7): 128-133.
- [8] 曹树良, 王万鹏, 祝宝山. 离心泵压水室内部流动数值模拟 [J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2004, 25(3): 187-190.
- [9] WU D Z, HU F F, WANG L Q. Numerical simulation on the performance of a mixed-flow pump under various casing structures [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 2013: 1-11.
- [10] BARRIO R, PARRONDO J, BLANCO E. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points [J]. Computers and Fluids, 2010, 39(5): 859-870.
- [11] 薛新梅, 朴 英. 加力燃油泵隔舌倒圆抑制分离的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2012, 27(12): 2799-2804.
- [12] JI C, WANG Y. The design and flow simulation of the volute casing of a mixed flow pump [C]// Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT), 2011 International Conference. Harbin: [s.n.], 2011: 820-823.
- [13] 邴 浩, 曹树良, 王玉川. 湍流模型对混流泵性能预测的影响 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 42-47.
- [14] 杨从新, 高 强, 黎义斌, 等. 不同湍流模型在混流泵数值模拟中的应用与评价 [J]. 兰州理工大学学报, 2014, 40(5): 51-55.
- [15] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [16] 王秀勇, 王灿星, 黎义斌. 离心泵腔中流动特性的数值分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 86-90.